

特開平10-238354

(43)公開日 平成10年(1998)9月8日

(51)Int.Cl. ⁶	識別記号	F I	
F 0 2 B 37/04		F 0 2 B 37/04	B
33/00		33/00	E
33/44		33/44	L
37/00	3 0 2	37/00	3 0 2 F
39/04		39/04	

審査請求 未請求 請求項の数10 F D (全 11 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願平9-345816

(22)出願日 平成9年(1997)11月30日

(31)優先権主張番号 特願平8-358847

(32)優先日 平8(1996)12月27日

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000142724

株式会社兼坂技術研究所

神奈川県川崎市川崎区渡田向町8番2号

(72)発明者 兼坂 弘

神奈川県川崎市川崎区渡田向町8番2号

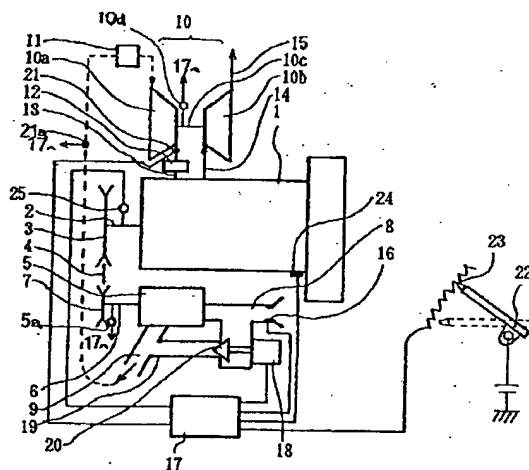
(74)代理人 弁理士 椎原 英一

(54)【発明の名称】 ハイブリッド過給エンジン

(57)【要約】 (修正有)

【課題】低速トルクが充分で車両に搭載したときのゼロ発進能力が高く、中速トルクが最大出力を犠牲にせずに得られ、ターボラグが小さく、低燃費で始動性に優れた過給エンジンを提供すること。

【解決手段】エンジンの最高トルク回転速度より高い速度において最大能力となるターボチャージャTCと、該TCと直列に設置された容積型過給機SCとを備え、該SCをエンジン速度にかかわらず給気量一定に保つよう制御しつつ2段過給を行うハイブリッド過給エンジンで、また、低速時には主としてSCによって過給してエンジンへの給気量を増大し、TCを加速するので、ターボラグの発生を抑え、低速時からの急加速時にも定常運転時の性能を発揮できる。また、始動時にもSCは有効に機能してエンジンの圧縮圧力と温度を高め、低圧縮比とせざるを得ない高比出力エンジンの始動も容易となる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジンの最高トルク回転速度より高い速度において最大能力となるターボチャージャと、該ターボチャージャと直列に設置された容積型過給機とを備え、該過給機をエンジン速度にかかわらず給気量一定に保つよう制御しつつ2段過給を行うことを特徴とするハイブリッド過給エンジン。

【請求項2】 前記容積型過給機の給気量を、容積型過給機側に設けたバイパス中のバイパス弁及び該弁と併設した給気流量計により調節することを特徴とする請求項1記載のハイブリッド過給エンジン。

【請求項3】 前記容積型過給機の給気量を、容積型過給機側に設けたバイパス中のバイパス弁及び前記過給機に設けた回転速度計により調節することを特徴とする請求項1記載のハイブリッド過給エンジン。

【請求項4】 前記ハイブリッド過給エンジンが、その給気系に設けた給気圧力計及び容積型過給機側に設けたバイパス中のバイパス弁により、エンジンのシリンダ内圧力が当該エンジンの許容最高圧力を超えないように、最高給気圧力を調節することを特徴とする請求項1記載のハイブリッド過給エンジン。

【請求項5】 前記ハイブリッド過給エンジンが、高膨張比の得られるミラー・サイクルシステムを備え、該システムによりシリンダ内圧力がエンジンの許容最高圧力を超えないように、圧縮比を下げ且つ低燃料消費率を維持するよう制御することを特徴とする請求項1記載のハイブリッド過給エンジン。

【請求項6】 前記容積型過給機を滑りクラッチを介して駆動するよう構成し、該クラッチを前記給気圧力計及び給気流量計によりその滑り率を変えるよう制御して、エンジンへの給気圧力と給気流量を調節することを特徴とする請求項1または請求項2または請求項3または請求項4記載のハイブリッド過給エンジン。

【請求項7】 前記容積型過給機を無段変速機を介して駆動するよう構成し、該変速機をエンジンと容積型過給機との回転比を変えるよう制御して、エンジンへの給気圧力及び同流量を調節することを特徴とする請求項1または請求項2または請求項3または請求項4記載のハイブリッド過給エンジン。

【請求項8】 前記容積型過給機を差動歯車機構を介して駆動するよう構成し、該差動歯車機構を前記給気圧力計と流量計と圧力調整弁により制御して、エンジンへの給気圧力と給気流量を調節することを特徴とする請求項1または請求項2または請求項3または請求項4記載のハイブリッド過給エンジン。

【請求項9】 前記容積型過給機を火花点火エンジンにより駆動するよう構成するとともに、該火花点火エンジンを排気再循環（EGR）制御して NO_x を低減させることを特徴とする請求項1または請求項2または請求項3または請求項4記載のハイブリッド過給エンジン。

【請求項10】 前記容積型過給機が速度型過給機であることを特徴とする請求項6又は請求項7又は請求項9記載のハイブリッド過給エンジン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、エンジンの過給システム、殊に過給機としてターボチャージャ（以下TCと称す）を備えたディーゼルエンジン（以下エンジンと称す）に排気ガス以外を動力源とする過給機をTCと直列配置として、エンジンを2段過給するハイブリッド過給エンジンに関するものであり、また平成8年特許願第358847号の改良に関するものである。

【0002】

【従来の技術】ディーゼルエンジンの出力増大の目的で、TCによって過給することは平地の多い欧米ではよく普及しているが、次の理由から山坂の多い我が国では普及していないのが現状である。即ち、前記TCは速度型で図2に示す特性をもつが、（a）TCにおける回転速度及び流量に比例して圧力比（以下圧力と称す）を高める特性によって、低速トルクが必要である車輛用エンジンとして搭載したときは、作動線を図2の線a-bとすることにより、無過給時に図3の線c-dであったトルクを、中速以上において線a-bとトルクを増大することは可能であるが、無過給エンジンと比較して低速トルクは不足し、車輛用エンジンとしては、殊に停止からの発進加速（以下ゼロ発進と称す）能力が不充分である。

【0003】（b）上記のTCの特性により、TC過給エンジンでは低速だけでなく中速トルクも、高速トルクに比して充分に高くすることは、最大出力を制限する以外には不可能である。

（c）上記の（a）において、図2に示すTCの作動線a-bは、最高効率曲線c-dとは、点rにおいて交わるだけで、図2の点rに相当する図3の点rの近辺では燃料消費率（以下BSFCと称す）は低いものの、それ以外のエンジン作動状態においては、TCの効率は低く、低いBSFCとすることはできない。

【0004】（d）車輛用エンジンとして、エンジンは、図3の走行抵抗曲線f-bに沿って作動し、最も作動頻度の高い、図3のgゾーンのBSFCによって $k\text{ m/l}$ で現わせる車輛の走行燃費率は大きく影響される。エンジンのBSFCは、図5に示すように、BMEPの増大とともに鎖線e-fに示した図示燃料消費率（以下ISFCと称す）に近づき、低下することは知られている。

【0005】これを図3によって説明すると、TC過給された図3の線a-bを辿る車両用過給エンジンは、例えば 16 kg/cm^2 のBMEPにまで性能を高め、そのときのBSFCは図5の点aに示すように、 140 g/p s-h r とすることができるが、図3のgゾーンで

は、エンジンの負荷は約 $1/4$ となり、このときのBSFCは図5から、点tと 200 g/p s-h r に増大するのである。

【0006】従って、更にBMEPを、例えば 32 kg/cm^2 図5の点jとTC過給エンジンの2倍に高めることができれば $1/4$ 負荷時のBSFCを、点tの 200 g/p s-h r から点iの 155 g/p s-h r とすることが可能である。現状のTC過給エンジンは更にBMEPを高めるべきで、これによって、BSFCを下げるばかりか、同出力であるならば、更に小型、軽量、安価なエンジンとすることが要望されているが、前述の理由によって不可能である。

【0007】(e) TC過給エンジンの普及を阻んでいる更なる要因はターボラグである。車輛の停止時にアイドル状態にあるエンジンのTCの速度は約 5000 rpm で、車輛の加速とともに約 5 万 rpm にまでTCが加速されることが要求されるが、ターボラグのため、ゼロ発進加速時にTCは全く過給の機能を有せず、図3の線c-dにて表わされる無過給時の性能のままで車輛はゼロ発進加速を強いられることになるのである。

【0008】(f) 過給することによってエンジンの圧縮圧力は高まり、従って、理論上燃焼時の最高圧力はエンジンの許容最高圧力を超えることになるが、TC過給エンジンにおいても圧縮比を低下させることによって、このようにならぬよう対処している。しかしながら、ディーゼルエンジンの圧縮比は、一般に始動性能を考慮して決定されるものであって、圧縮比の低下はエンジンの始動を困難にする。グロープラグ等の始動補助装置はエンジンの始動には役立つが、始動直後のホルムアルデヒドなどの毒性物質を含む白煙の排出の防止には役に立たない。そしてTCにおける始動時の 100 rpm 、始動直後のアイドル回転時の 600 rpm では、過給機としての機能を有せず、始動時に圧縮圧力及び圧縮温度を高めることはなく、TC過給エンジンは始動対策に苦慮しているのが現状である。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】依って、本発明が解決しようとする課題は、低速トルクが充分で車両に搭載したときのゼロ発進能力が高く、中速トルクが最大出力を犠牲にせず得られ、ターボラグが小さく、低燃費で始動性に優れた過給エンジンを提供することにある。

【0010】

【課題を解決するための手段】本発明のハイブリッド過給エンジンは、エンジンの最高トルク回転速度より高い速度において最大能力となるターボチャージャと、該ターボチャージャと直列に設置された容積型過給機とを備え、該過給機をエンジン速度にかかわらず給気量一定に保つよう制御しつつ2段過給を行うことを特徴とする。

【0011】

【発明の実施の形態】本発明の実施の形態を図1乃至図

12により詳細に説明する。図1は本発明ハイブリッド過給エンジンの一例であり、プーリ3はエンジン1のクランク軸の先端2に固定され、ベルト4によりSC5の駆動軸6に固定されたプーリ7と連結されており、エンジン1によって駆動されるSC5は大気を吸気管8により吸入し、圧縮して吐出管9、給気冷却器11を経てTC10の圧縮機10aに供給し、TC10で更に圧縮し、圧力を高めて給気管13及び給気冷却器12を経てエンジン1に給気される。給気管13には圧力センサ21が付設され、給気圧力を電子制御器17に伝える。なお、5aはSC5の駆動軸6に付設されたSC回転速度センサで、SC5の回転速度を電子制御器17に伝達するよう結線されている。

【0012】エンジン1の排気は排気マニホールド14よりTC10のタービン10bを駆動し、排気管15より大気側に排出され、タービン10bの動力は軸10cにより圧縮機10aを駆動する。タービン10b及び圧縮機10aの回転速度は軸10cに付設されたTC回転速度センサ10dにより検出され、電子制御器17に伝達されるようになっている。吸気管8に流量計16が、エンジン1の冷却水中には冷却水温センサ24が、クランク軸の先端2にはエンジン速度センサ25が、またエンジン1の運転状態を制御するアクセルペダル22には、運転者の負荷制御量をポジションセンサ23がそれぞれ設けられ、それらにより、それぞれの情報を電子制御器17に伝え、該制御器17は制御量を決定し、アクチュエータ18に伝え、該アクチュエータ18により、バイパス19に設けられたバイパス弁20の開度を制御する。

【0013】エンジン1の冷却水ジャケット内に取り付けられた冷却水温センサ24はエンジン1の冷却水温度を、また、エンジン速度センサ25はエンジン1のクランク軸の先端2の回転速度を測定し、それぞれ電子制御器17に伝え、該制御器17はアクチュエータ18に命じてバイパス弁20の開度を調節し、エンジン1の始動を容易とするとともに、排出ガスの汚染度を低くしている。

【0014】上記の如き構成の本発明ハイブリッド過給エンジンにおいて、エンジン1のTC10は、図2の性能曲線の最高効率線c-dに沿って流量の増大とともに圧力比を高めるように、そしてエンジン1の最高速度においては、TC10の最大能力である点dになるようにチューニングすることによって、エンジン1は、図3の線a-hなる圧力比の給気によって過給され、それに相当するトルク曲線にて示される性能となる。上記の線a-hなるトルク曲線は、本発明エンジンにおいてはバイパス弁20が全開状態でSC5が給気量及び圧力比を高めない運転状態を示している。

【0015】図3の線a-hで示されるトルク曲線の性能を有するエンジンにより車輛を駆動する場合は、車輛

の走行抵抗曲線もまた線 a-h とほぼ同じになり、車輛の加速能力はなく、低速トルクを高めない限り走行不可能であるが、本発明においては、上記の如くチューニングした TC 過給エンジンに更に TC と直列に設置された SC により給気圧力比及び給気流量を高めるのである。即ち、エンジン 1 の最高速度、例えば 2000 rpm では、TC 10 の流量及び圧力比は図 2 の点 d となるが、TC ではその特性により、点 d の圧力比を保ちながら、流量を増加させようとすれば、点 d は図 2 の速度限界線である線 f-g を超えることになり、遠心力によりロータ（図示せず）は破損するおそれがある。また、流量を減少させることは、点 d はサージング限界線 h-f の左側となることを意味し、TC はその機能を失ってしまう。

【0016】依って、本発明エンジンの全負荷時においては、図 2 の点 d を維持するよう SC 5 の発生する給気圧力比及び流量を調節しているのである。例えば、この TC 過給エンジンの低速時、例えば 1000 rpm においては、TC の流量は $1/2$ となり、TC の発生する給気圧力比は図 2 の点 i となり、点 i の給気を吸入したエンジンの発生するトルクは、図 3 の点 i に低下するのである。

【0017】もし、このエンジンが 1000 rpm においても、TC 10 に 2000 rpm における流量の排気エネルギーを与えるとともに、吸気流量とすることができれば、TC 10 は図 2 の点 d で作動することになる。従って、本発明の低速全負荷時においては、1000 rpm のときでも 2000 rpm 時と同流量となるように、流量計 16 により吸気の流量を測定し、それを電子制御器 17 に伝え、該制御器 17 はアクチュエータ 18 に命じてバイパス弁 20 を閉じる方向に回動させることによって、SC 5 の給気量を増大させるのである。

【0018】エンジン速度が $1/2$ の 1000 rpm でも給気量を 2000 rpm 時と同一とするには、サイクル毎の給気量を 2 倍とする必要があり、SC 5 の吐出管内圧力比を約 2 とすることによって流量計 16 を流れる吸気量を一定とすることができる。従って、給気管内圧力比は 3（TC により発生） \times 2（SC により発生）= 6 の圧力比となり、エンジン 1 はこの給気を利用することにより、図 3 の点 j のトルクを発生させることができる。

【0019】更にエンジン速度が低下した場合でも、エンジン 1 の吸気量が一定となるように、流量計 16、電子制御器 17、アクチュエータ 18 及びバイパス弁 20 によりバイパス量を調節することにより、1000 rpm より低速では SC 5 の発生する圧力比を高め、図 3 の点 k までトルクを高めて給気管内の圧力比を 6 を超える値とし得るが、これでは、これを吸入したエンジンの燃焼圧力がエンジン 1 の許容最高圧力を超えることになり、実現不可能である。

【0020】従って、図 3 の点 j 以下のエンジン速度では、給気管 13 内に設けられた圧力センサ 21 により、給気圧力比が、例えば 6 を超えないように、給気圧力を電子制御器 17 に伝え、該制御器 17 はアクチュエータ 18 に命じてバイパス弁 20 の開度を調節することによって給気圧力比を一定とし、それによってエンジン 1 の発生するトルクを図 3 の点 m に相当する値とするのである。

【0021】以上は、本発明ハイブリッド過給エンジンの全負荷時の作動について述べたが、部分負荷時の作動の一例は、例えば図 3 の 1000 rpm 時における線 n-i-j で示され、無負荷から全負荷にわたる給気圧力を図示すると図 4 となる。即ち図 4 の点 n は無負荷時で、このとき図 1 のアクセルペダル 22 は実線の位置にあり、ポジションセンサ 23 は無負荷であることを電子制御器 17 に伝え、該制御器 17 はアクチュエータ 18 に命じてバイパス弁 20 を全開にさせる。従って、SC 5 は機能せず、大気は吸気管 8、バイパス 19、吐油管 9、TC 10 及び給気管 13 を経てエンジン 1 に供給され、この状態では TC 10 は給気圧力比を高めることなく、大気圧、即ち圧力比は 1 にとどまる。

【0022】エンジン 1 の負荷を図 3 の点 i のトルクにまで増大させようと、アクセルペダル 22 を少し踏んで点線側に移動させて燃料供給量を少し増大させると、ポジションセンサ 23 はその位置を電子制御器 17 に伝えるが、該制御器 17 は依然としてバイパス弁 20 を全開のままにすることをアクチュエータ 18 に命ずる。従って、図 4 及び図 3 の点 i では TC 10 のみによって過給することになり、燃料供給量の増大によって排気温度が上昇することによって、TC 10 は給気圧力比を図 4 の点 i まで高め、エンジン 1 はその給気圧力を利用して、図 3 の無過給時の点 p より高いトルク、点 i を発生するのである。

【0023】更にアクセルペダル 22 を点線の位置の方向に移動して燃料供給量を増大させると、ポジションセンサ 23 はその位置を電子制御器 17 に伝え、該制御器 17 はアクチュエータ 18 に命じてバイパス弁 20 を閉じる方向に回動させることによって、吐油管 9 内の圧力を高め、TC 10 と協働して、燃料供給量に相応する給気量となるように、給気管 13 内の圧力比を高めるのである。

【0024】また全負荷時においては、アクセルペダル 22 は図 1 の点線の位置にまで踏み込まれ、燃料供給量は最大となり、ポジションセンサ 23 はそれを電子制御器 17 に伝え、17 はアクチュエータ 18 に命じ、バイパス弁 20 を更に閉じる方向に回動させ、バイパス弁 20 を逆流する流量を減少させることによって吐油管 9 内の圧力を高め、TC 10 と協働して給気管 13 内圧力を高めるのである。このときのエンジン 1 への吸入空気量は流量計 16 によって測定され、電子制御器 17 に伝えら

れ、該制御器17は空気量がTC10の限界である図2の点dを超えないようにアクチュエータ18に命じてバイパス弁20の開口面積を調節するのである。

【0025】従って、TC10の発生する給気圧力比は、例えば3となり、前述の理由によって、図4の点jの圧力比が6になるように、SC5の発生する吐出管内圧力比が2となるよう調節される。この状態のままでエンジン1の速度が、例えば1000rpm以下になると、エンジン速度に比例してエンジン1の吸気量は減少し、TC10の発生する圧力比も、図2の線c-dに沿って低下するから、結果としてエンジン1の発生するトルクは図3の線q-jと変化する。

【0026】図3の線q-j-hにて示される本発明ハイブリッド過給エンジンのトルク曲線は、従来公知のTC過給エンジンのトルク曲線a-r-bに比し数倍の性能を発揮すると言えるが、低速時のトルクを重視する車輛エンジンとしては、エンジン1の許容最高圧力を超えないように、例えば1000rpm以下のエンジン速度においても、図4に示される全負荷時の給気圧力比、例えば6に保つことができれば、線m-jなる理想的なトルク曲線とすることが可能である。

【0027】これに対処して本発明では、給気管13内に圧力センサ21を付設し、給気管13内圧力を測定し、その圧力を電子制御器17に伝え、該制御器17はアクチュエータ18に命じて、図3の線q-jを補正して線m-jになるように、バイパス弁20の開口面積を調節するのである。

【0028】次に、本発明ハイブリッド過給システムを使用したエンジンのBSFCを説明すると、前述の理由により、BSFCは図5に示すように、BMEPがゼロのときは無限大であるが、BMEP増大とともに、ISFCに近づき、BSFCは低下する。本発明のエンジンが図3の点jのトルクを発生したときのBSFCを図5の点jに表わすが、このときTC10は図2の点dで作動し、効率は高く、低いBSFCを指向する。しかし機械駆動されるSC5の駆動力は摩擦平均有効圧力FMEPとして加算され、BSFCを図5の点jから点j'に増大させ、明らかに、最高トルク点におけるBSFCの優位性はない。しかしながら、車輛用エンジンの最も使用頻度の高い負荷率は、図3のsゾーンで、負荷率で1/4程度であり、このときのBSFCが車輛の走行燃費率を決定するのである。これを図5に記入するとsゾーンとなる。

【0029】一方、通常のTCエンジンの最高トルクは図3の点rで、使用頻度の高いゾーンはgとなる。これを図5に記入すると、BSFCはgゾーンとなり、本発明エンジンのsゾーンと比較すれば走行燃費率の差は明らかである。さて、例えば圧力比6に達する高い給気圧力を給気されたエンジンは、通常の圧縮比14乃至16では、図6のp-v線図の実線a-bに示す如く、点b

に示される圧縮圧力が高く、更に燃焼圧力は線b-c-dと高くなり、線e-fにて示されるエンジンの許容最高圧力を超えることになる。これに対処せんとして、圧縮比を下げることはBSFCを増大させるばかりか、膨張比も低下して、排気温度も高くなり、エンジンの熱負荷を高めることになる。

【0030】そこで本発明エンジンでは、ミラーサイクルを応用して、図6に示すように、圧縮行程の途中の点gで圧縮を開始し、点hで圧縮行程の終りとするることによって、線a-bに比し圧縮比は低く、圧縮圧力も点hと低く、その後の燃焼によっても、線h-i-jとその燃焼圧力をエンジンの許容最高圧力、線e-fよりも低くすることが可能としたのである。これにより、膨張行程も線j-kと、圧縮比が高い場合の線d-mとほぼ同一となり、圧縮比を下げても膨張比は変わることなく、BSFCは変わらないばかりか、高い膨張比により排気温度も低下させることができた。本発明エンジンのミラーサイクルは公知のエンジンの吸気通路にロータリーバルブを設け、その閉じ時期を吸気行程の途中、例えば、図6の点gにおいて閉じる、いわゆる“早閉じ”によっても実現しうるが、公知の“遅閉じ”によっても可能である。

【0031】図7はその一例を示すもので、通常のエンジンでは、吸気弁（図示せず）は、上死点の少し前の角度a約10°で開き、下死点後約30°の角度bで閉じるが、本発明では角度aから吸気を開始し、下死点を過ぎて圧縮行程に入っても吸気弁は開き続け、一度吸気行程の下死点にまで吸気されたシリンダー内の空気は、圧縮行程に入って再び吸気通路内に排出され続け、シリンダー内圧力を高めることはないが、例えば、下死点後約70°、角度cに達すると吸気弁は閉じる。これを図6で示すと点gとなり、ここより実質上の圧縮行程となり、前述の如き遅閉じミラーサイクルとすることができるのである。

【0032】本発明エンジンを、エンジンの最高速度付近において最高のBMEPであることが要求され、低中速においては高いBMEPが要求されない船舶用エンジンとする場合には、図3の点jのエンジン速度をこのエンジンの最高速度、例えば2000rpmとし、TCの最大能力である図2の点dが図3の点h、例えば4000rpmとなるようにチューニングすれば、前述の理由によって、エンジンの最高速度において最高のBMEPを発生するのである。

【0033】本発明エンジンを、エンジンの最高速度におけるBMEPに比し、高い低中速BMEP、即ちいわゆる高いトルクライズが要求される建設機械用とする場合には、例えば、2000rpmで図2の点dにて示されるTCの最大能力で運転され、図3の点hの性能を発揮しているこのエンジンをTCの流量を一定のままとして、更にエンジン速度を増加することによって、例えば

2500rpmにおいて図3の点tのBMEPとすることが可能である。

【0034】これを説明するのが図8で、図3の点hの給気圧力は図8の線a-bに相当し、点aの吸気行程の上死点からエンジンは吸気を開始し、下死点である点b附近にて吸気弁は閉じ、点bから圧縮行程を開始して点cにて上死点となり、燃焼して線c-d-eと圧力を高めた後に膨張して点fにて排気弁が開くのであるが、このままでエンジン速度を増大すると、TCを流れる流量が増大して、TCの作動点は図2の点dを超えて上昇するので、エンジン速度に反比例してエンジンの吸気量を、例えば、2000rpmから2500rpmと1.25倍にエンジン速度を高めた時にはエンジンの吸気量を $1/1.25$ にして、TC10の流量を一定とする必要があり、それを可能にするのが前述のミラーサイクルである。

【0035】それを説明するのが図8で、例えば2000rpmのときには点aから点bまで、エンジンは v_1 なる空気を吸入するが、2500rpmになると圧縮行程の途中の点gまで吸気弁を開き続けることによって、実質的な吸気量は v_2 と v_1 の $1/1.25$ となり、エンジン速度が増大してもTCの流量を一定とすることが可能となる。このときのp-v線図は線g-i-j-k-m-bとなり、図8から分かるように、BMEPは2000rpm時の $1/1.25$ と低下し、図3の点tとなるのである。

【0036】一方、このエンジンの速度が低下すると、前述の理由により、給気圧力は高まる。これを図8に示すと、給気圧力は線n-pと高まり、p-v線図は線p-q-r-s-tとなり、最高圧力は線v-vにて示されるエンジンの許容最高圧力を超える。従って、この場合もミラーサイクルを応用して、前述のように、吸気弁を点wで閉じることによってp-v線図は線w-c-d-e-e-f-pとなるのである。

【0037】高比出力エンジンの宿命として、本発明エンジンもまた圧縮比を下げざるを得ず、始動性、特に低温時の始動において、新たな技術によって対処する必要がある。本発明のエンジンでは、その始動時にはスタータ（図示せず）により駆動される速度は約100rpmであるが、この速度をクランク軸の先端2に設けられたエンジン速度センサ25により感知して電子制御器17に伝え、該制御器17はアクチュエータ18に命じてバイパス弁20を全開するから、これによりSC5は吸気を断熱圧縮し、吐出管9内空気の圧力と温度を高めるのである。

【0038】即ち、給気は給気冷却器11、圧縮機10a、給気冷却器12を経てエンジンに供給されるが、TC10はこのような低速においては圧力を高める機能を有せず、圧力を高めない。しかし、例えエンジンの圧縮比が8であっても、SC5によれば圧力比を2に高める

ことは可能で、 $8 \times 2 = 16$ と圧縮比16に相当する圧力にまでシリンダー内圧力を高めることは可能であるが、SC5によって高温となった給気も給気冷却器11及び12を通過することによって冷却され、給気温度の低下によってエンジンの圧縮温度は低下し、始動は不可能になる。

【0039】そこで図9に示すように、給気冷却器11及び12の給気入口と出口間にバイパス26を設け、バイパス26と吐出管9との接合部には切換弁27を付設し、給気が給気冷却器11及び12で冷却されないように、吐出管9の給気冷却器11及び12側への通路を閉じるとともに、バイパス26への通路を開くのである。即ち、始動時におけるエンジンの冷却水温度は低く、その温度を図1の冷却水温センサ24は電子制御器17に伝え、該制御器17はアクチュエータ29に命じてレバー28を押し、吐出管9の給気冷却器11及び12側への通路を閉じ、バイパス26側の通路を開くように切換弁27を作動させるのである。

【0040】エンジン始動直後においては、エンジン冷却水温度が低いと、圧縮温度は高まらず、燃料は不完全燃焼して、ホルムアルデヒドなどの公害成分を含む白煙を排出する。これに対処するため本発明エンジンでは、例えアクセルペダル22の位置がアイドルにあるとポジションセンサ23が電子制御器17に伝えても、冷却水温センサ24からの低温情報により電子制御器17はアクチュエータ18に命じてバイパス弁20を閉じさせ、SC5により吐出管9の圧力及び温度を高めることによって、エンジンの圧縮温度及び圧力を高めるのである。これによって、給気は給気冷却器11及び12によって冷却されることは回避される。

【0041】次に、本発明ハイブリッド過給エンジンの原理を応用した他の実施の形態を示す。

(1) 図10に示す例は、図1の例のように給気流量及び給気圧力をバイパス弁20によって調節する代わりに、プーリ7がSC5を駆動するプーリ7側の軸6aとSC5側の軸6bとの間に無段変速機30（以後CVTと称す）を設けたことを特徴とするものであって、全負荷時、即ちアクセルペダル22が点線の位置となることをポジションセンサ23により感知して電子制御器17に伝える全負荷時には、前述の理由によって、トルク曲線は図3の線h-jとなり、線h-j間はエンジン1の吸気流量は一定となるように、それを流量計16にて測定し、電子制御器17に伝え、該制御器17はアクチュエータ31に命じて駆動軸6aと6b間の回転比をCVT30によって調節しつつ、SC5を駆動するのである。

【0042】その回転速度と流量が正比例する特性を有する容積型過給機であるSC5は、その回転速度を調節することによっても流量の調節が可能で、駆動軸6bに付設された速度計32によりSC5の回転速度を測定

し、電子制御器17に伝え、SC5の回転速度を調節することによっても可能である。因みに、図3の線h-jのトルクを発生する場合、SC5の回転速度は一定となる。同様に、図3の線m-j間においても、前述したように、燃焼圧力がエンジンの許容最高圧力を超えないように、給気管13内の圧力を圧力計21により測定し、電子制御器17に伝え、該制御器17はアクチュエータ31に命じてCVT30によりSC5の速度を調節するのである。

【0043】(2) 図10におけるCVT30を公知の流体クラッチ又は滑りクラッチを含むクラッチとしても、駆動軸6aと駆動軸6b間の速度比をアクチュエータ31によって滑り率を調節することが可能ならば、前記CVT30と同様に本発明の機能を有することになる。

(3) 図11に示す一例は、差動歯車によってSCを駆動する公知の差動過給方式を本発明ハイブリッド過給エンジンに応用した一例を示し、図1におけるベルト4の代りに差動歯車によってSC5を駆動する方式である。

【0044】図11によって説明すると、エンジン1の出力は出力軸33に、出力軸33には差動歯車32の複数の遊星歯車32bを駆動する複数の軸32aが固定され、遊星歯車32bは内歯歯車32c及び太陽歯車32dと噛み合い、内歯歯車32cは駆動軸34に固定され、車輛の車輪(図示せず)を駆動する。その反力を遊星歯車32bは太陽歯車32dに伝え、太陽歯車32dに固定された歯車35は、SC5の駆動軸6に固定されたSC駆動歯車36を駆動し、SC5はエンジン1によって、通常はエンジントルクの10%によって駆動されるのである。

【0045】差動歯車機構の特徴は、駆動軸34と太陽歯車32dに伝わるトルク比が一定であることで、駆動軸34のトルク、即ち、車輛の走行抵抗が大きい時はSC5を駆動するトルクも大きく、SC5はそのトルクに応じて給気圧力を高めることになり、その給気圧力によってエンジン1は高いトルクを発生する。これによって、本発明ハイブリッド過給エンジンの全負荷においては、トルク及び給気圧力は図3の線j-hとなり、エンジン速度が変化しても吸気量は一定でなければならず、それを流量計16により測定し、電子制御器17に伝え、該制御器17はアクチュエータ38に命じ、レバー39に固定された制動弁37の開度を調節し、吐出管上流部9aの圧力を変えることによって、SC5の駆動トルクと回転速度を調節し、流量を調節するのである。

【0046】一例によって理解の一助とすると、制動弁37を全閉状態とすると、吐出管の上流部9aの圧力は高まり、SC5の駆動トルクは、太陽歯車32dに配分されたトルクより高くなり、太陽歯車32dの回転は停止し、エンジン出力は専らに出力軸33から駆動軸34に伝えられる。従って、制動弁37の開度を調節するこ

とによって、SC5の回転速度を調節することが可能で、流量計16を流れる流量を調節することも可能である。同様に、給気管13に付設された圧力計21の圧力を電子制御器17に伝え、該制御器17がアクチュエータ38に命じて制動弁37の開度を調節することによって、吐出管9内の圧力を調節することは可能となり、図3の線m-jに表わされるトルクをエンジン1に発生させることができるのである。

【0047】(4) は、本発明者が平成5年特許願第208889号にて出願した発明の改良に関するものである。硫黄分を含まない燃料を使用し、理論空気燃料比で運転される火花点火エンジンの排気に三元触媒によって浄化すると、硫酸分も煤もNO_xも含まない排気ガスが得られ、これによってディーゼルエンジンにEGR(排気再循環)すると、ディーゼルエンジンは煤や硫黄分によって磨耗が促進されることがないばかりか、NO_xを含まないガスによってEGRされることになり、排気中のNO_xを低減する効果が大であることは本発明者の論文、例えばSAE PAPER 960842でも知られている。

【0048】本発明においては、図12に示すように、火花点火エンジン40によってSC5を駆動し、吸気管8より大気を吸入し、吐出管9内の圧力を高める構造であるが、火花点火エンジン40の排気は排気管45の途中に設置された三元触媒46により浄化された後に吸気管8内にEGRガスとして流入し、SC5によって圧縮され吐出管9、TC10及び給気管13を経てエンジン1に供給されるのである。

【0049】前述の理由によって、トルクが図3の線j-hにて示される全負荷時においては、エンジン1に供給されるガス量、即ち空気量+EGRガス量は、エンジン速度が変化しても一定としなければならず、それを流量計16にて測定し、電子制御器17に伝え、該制御器17はアクチュエータ44に命じて、火花点火エンジン40の吸気管41内に設置されたスロットルバルブ42の開度を調節することによって、火花点火エンジン40の出力を調節し、SC5の回転速度を調節して流量を調節するのである。

【0050】また、図3の線m-j間においても、前述の理由によって、エンジン速度が変化しても給気管13内の給気圧力が一定であることが要求され、給気管13内圧力を圧力センサー21にて測定し、電子制御器17に伝え、該制御器17はアクチュエータ41に命じてスロットルバルブ42の開度を調節し、火花点火エンジン40の出力を調節することによってエンジン出力を調節し、吐出管5内の圧力と流量を調節するのである。エンジン1の負荷に応じて運転者はアクセルペダル22を操作し、その位置をポジションセンサ23は電子制御器17に伝え、該制御器17は負荷に応じた給気量及び圧力となるように、アクチュエータ44に命じてスロットル

バルブを操作し、火花点火エンジン40の出力を調節することによって、SC5の速度を調節し、給気流量及び圧力を調節するのである。

【0051】(5)上記の(1)、(2)、(3)及び(4)においては、エンジン1への給気流量及び圧力をSC5の回転速度を可変にして出力を制御している。上記においてSC5は容積型過給機であることを前提としているが、速度型過給機であるTCの圧縮機もまた回転速度とともに流量及び圧力を高める圧縮機であり、図10及び図12においてSC5として示される過給機は、容積型に限定されることなく、速度型の、例えば遠心式圧縮機(図示せず)であっても機能上何ら差支えないのである。』

なお、前記実施の形態においては、まずエンジンで駆動されるSCが大気を吸入して圧縮し、これをTCの圧縮機に供給して更に圧縮し、圧力を高めて給気管等を経てエンジンに給気するよう構成されていたが、これを逆にし、まずエンジンの排気で駆動されるTCの圧縮機が大気を吸入して圧縮し、これをエンジン動力でくどうされるSCに供給して更に圧縮し、圧力を高めて給気管等を経てエンジンに給気するよう構成してもよい。発明者の研究によれば、後者の方が、前者に比しTCの作動が安定し、かつSCが小型化し得る利点があることが判明した。

【0052】

【発明の効果】本発明のハイブリッド過給エンジンは、過給機としてエンジンの排気によって駆動されるTCとエンジンのクランク軸又は他の原動機によって駆動される容積型過給機又は速度型過給機によって過給され、TCの作動線が最高効率線となるように、エンジンの最高圧力が許容最高圧力を超えないように、機械駆動される過給機の吐出流量及び圧力を調節するので、低いBSFCとすることができるとばかりでなく、TC過給エンジンの2倍以上のBMEPとすることが可能となる。また、低速時には主としてSCによって過給されるエンジンへの給気量を増大し、TCを加速するので、ターボラグを発生することなく、低速時より急加速時においても定常運転時の性能を発揮しうるのである。始動時においてもSCは有効に機能し、エンジンの圧縮圧力と温度を高め、低圧縮比とせざるを得ない高比出力エンジンの始動を容易にしている。従ってエンジンは小型、軽量、安価とすることが可能であるとともに、エンジンの信頼性を犠牲とすることなく、NO_xの排出をも低減する効果を有する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明エンジンの一例を示す全体構成図

【図2】TCの流量-圧力比線図

【図3】エンジン速度とトルク及び給気圧力比線図

【図4】エンジンの負荷と給気圧力比線図

【図5】エンジンの給気圧力比と燃費率関連図

【図6】ミラーサイクルのp-v線図

【図7】エンジンの弁開閉図

【図8】サイクル線図

【図9】給気冷却器の略図

【図10】本発明の第1の応用例を示す概略構成図

【図11】本発明の第2応用例を示す概略構成図

【図12】本発明の第3応用例を示す概略構成図

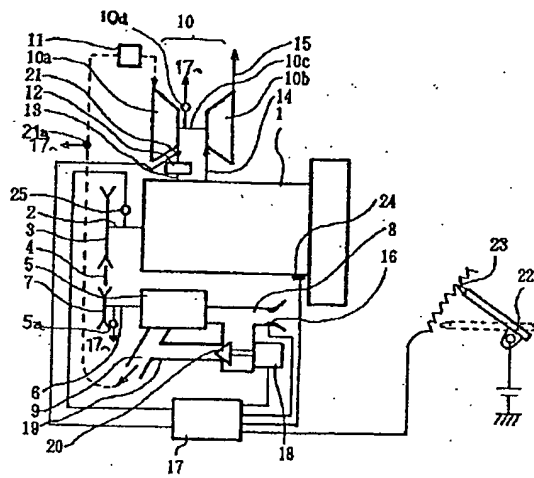
【符号の説明】

- 1 エンジン
- 2 クランク軸の先端
- 3 プーリ
- 4 ベルト
- 5 SC(容積型過給機)
- 5a SC回転速度センサ
- 6 SCの駆動軸
- 6a SCの駆動軸
- 6b SCの駆動軸
- 7 プーリ
- 8 吸気管
- 9 吐出管
- 9a 吐出管の上流部
- 10 TC(ターボチャージャ)
- 10a 圧縮機
- 10b タービン
- 10c 軸
- 10d TC回転速度センサ
- 11 給気冷却器
- 12 給気冷却器
- 13 給気管
- 14 排気マニホールド
- 15 排気管
- 16 流量計
- 17 電子制御器
- 18 アクチュエータ
- 19 バイパス
- 20 バイパス弁
- 21、21a 圧力センサ
- 22 アクセルペダル
- 23 ポジションセンサ
- 24 冷却水温センサ
- 25 エンジン速度センサ
- 26 バイパス
- 27 切換弁
- 28 レバー
- 29 アクチュエータ
- 30 CVT
- 31 アクチュエータ
- 32 速度計
- 32 差動歯車
- 32a 軸

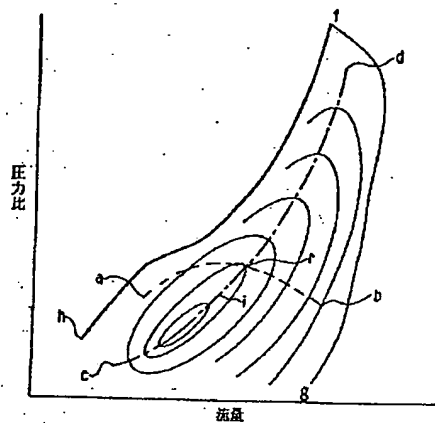
- 3 2 b 遊星歯車
- 3 2 c 内歯歯車
- 3 2 d 太陽歯車
- 3 3 エンジンの出力軸
- 3 4 駆動軸
- 3 5 歯車
- 3 6 SC駆動歯車
- 3 7 制動弁
- 3 8 アクチュエータ

- 3 9 レバー
- 4 0 火花点火エンジン
- 4 1 吸気管
- 4 2 スロットルバルブ
- 4 3 レバー
- 4 4 アクチュエータ
- 4 5 火花点火エンジンの排気管
- 4 6 三元触媒。

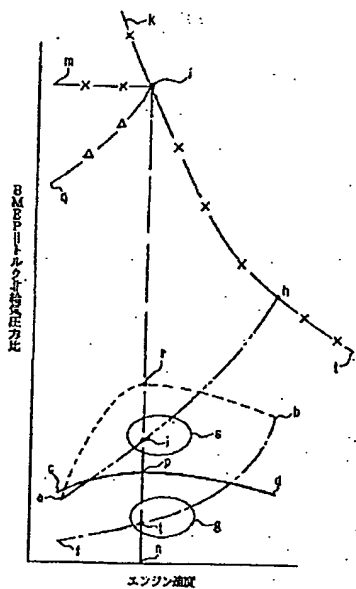
【図 1】



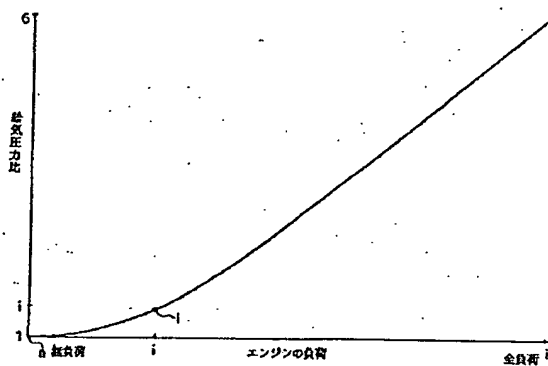
【図 2】



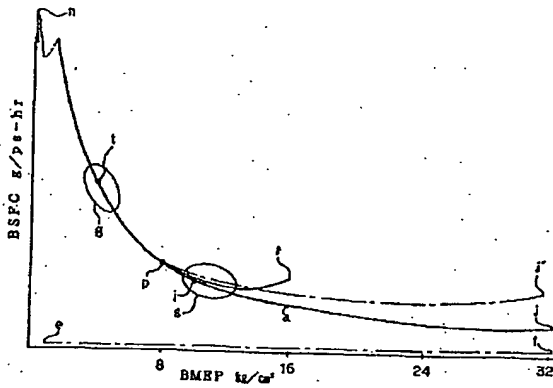
【図 3】



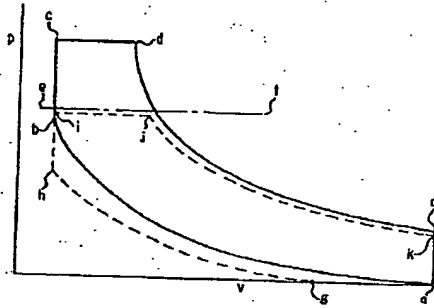
【図 4】



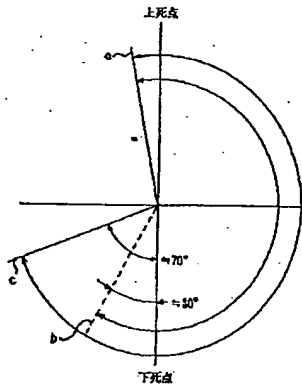
【図5】



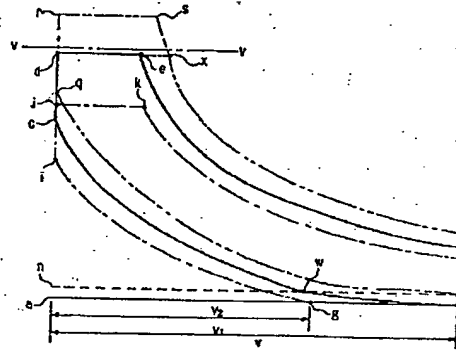
【図6】



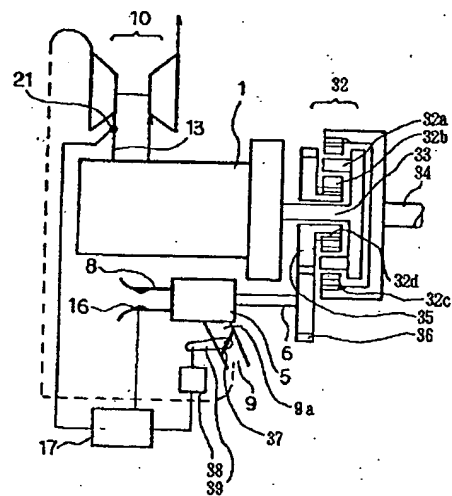
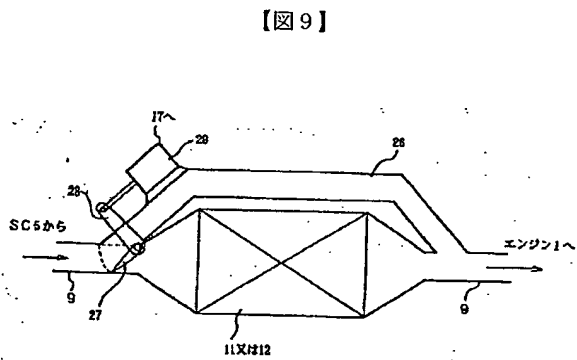
【図7】



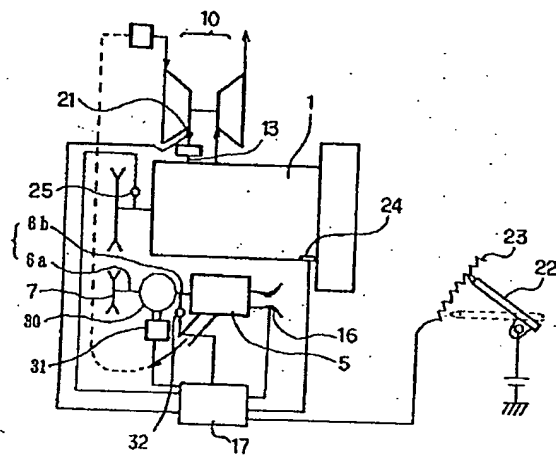
【図8】



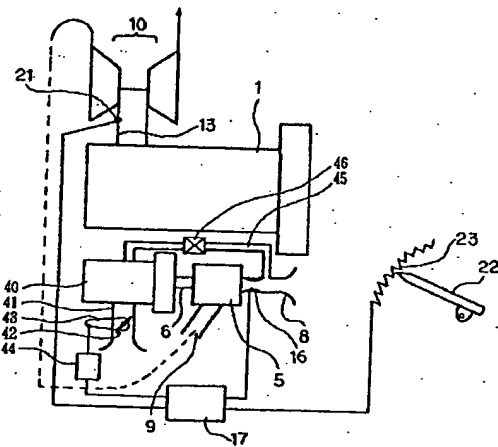
【図11】



【図10】



【図12】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. ⁶

識別記号

F 0 2 B 39/06

39/12

F 0 2 D 23/02

F I

F 0 2 B 39/06

39/12

F 0 2 D 23/02

C